

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-42703

(43)公開日 平成7年(1995)2月10日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	片内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 5 B 11/00				
F 0 4 B 49/00	3 4 1			
49/08	3 2 1			
		8512-3H	F 1 5 B 11/ 00	Q
		8512-3H	11/ 04	G
審査請求 未請求 請求項の数5 O L (全 9 頁) 最終頁に続く				

(21)出願番号 特願平5-188188

(22)出願日 平成5年(1993)7月29日

(71)出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72)発明者 豊岡 司

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(72)発明者 石川 広二

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(74)代理人 弁理士 武 顕次郎 (外2名)

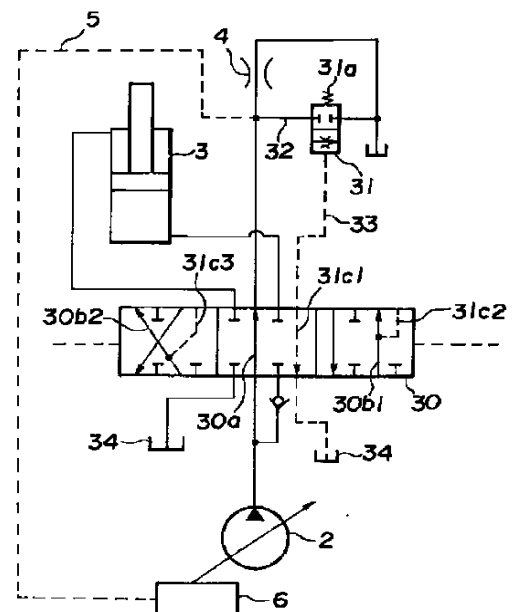
(54)【発明の名称】 油圧作業機の油圧駆動装置

(57)【要約】

【目的】 軽負荷時のみならず、重負荷時においても良好なメータリング特性を確保することができる油圧作業機の油圧駆動装置を提供する。

【構成】 方向切換弁30に設けられたメータリング通路30b1及び30b2を介して、油圧ポンプ2とアクチュエータ3とを接続する。方向切換弁30に設けられたセンタバイパス通路30aの下流に絞り弁4を設ける。絞り弁の設定管路と並列にバイパス管路32を設け、該管路に可変絞り弁31を設定する。可変絞り弁に、負荷圧力信号ライン33からの負荷圧力を導く。軽負荷時には、負荷圧力よりもばね31aのばね力の方が優勢になってバイパス管路を閉鎖し、ポンプ圧力及びポンプ流量を低下する制御圧力信号5をレギュレータ6に与える。重負荷時には、ばね力よりも負荷圧力の方が優勢になってバイパス管路を開口し、ポンプ圧力及びポンプ流量を上昇する制御圧力信号をレギュレータ6に与える。

【図1】



【特許請求の範囲】

【請求項1】 可変容量油圧ポンプと、この可変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータと、センタバイパス通路を有し、上記可変容量油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁と、この方向切換弁の上記センタバイパス通路の下流に設けられた圧力発生装置と、該圧力発生装置で発生した制御圧力信号に応じて上記可変容量油圧ポンプの目標流量を制御するレギュレータとを備えた油圧作業機の油圧駆動装置において、上記アクチュエータに作用する負荷圧力を検出する負荷圧力検出手段と、該負荷圧力検出手段の検出値が高いときには上記可変容量油圧ポンプの目標流量を増加するように上記圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正し、上記負荷圧力検出装置の検出値が低いときには上記可変容量油圧ポンプの目標流量を減少するように上記圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正する制御圧力信号の補正手段とを設けたことを特徴とする油圧作業機の油圧駆動装置。

【請求項2】 請求項1に記載の油圧作業機の油圧駆動装置において、上記負荷圧力検出手段として、上記方向切換弁が中立位置にあるときにはこの方向切換弁を介して上記補正手段とタンクとを接続し、上記方向切換弁が非中立位置にあるときにはこの方向切換弁のメータイン通路と上記補正手段とを接続する負荷圧力信号ラインを設けたことを特徴とする油圧作業機の油圧駆動装置。

【請求項3】 請求項1又は2に記載の油圧作業機の油圧駆動装置において、上記補正手段として、可変絞り弁を上記圧力発生装置と並列に設けたことを特徴とする油圧作業機の油圧駆動装置。

【請求項4】 請求項1又は2に記載の油圧作業機の油圧駆動装置において、上記補正手段として、上記負荷圧力が導かれ、この負荷圧力によって動作する油圧シリンダを設けると共に、上記圧力発生装置として、一端がばねを介して上記油圧シリンダに連設され、上記センタバイパスの圧力と上記ばねのばね力との差圧によって摺動するスプールと、このスピールの動作により開口面積が変化する流量検出ノッチ及び可変絞り部とを備えた絞り弁と、この絞り弁に圧油を供給する油圧源と、この油圧源と上記絞り弁との間に設けた他の絞り弁とを設けたことを特徴とする油圧作業機の油圧駆動装置。

【請求項5】 請求項1に記載の油圧作業機の油圧駆動装置において、上記負荷検出手段として、圧力センサを設けると共に、上記補正手段として、上記圧力センサからの信号に応じて動作する電磁比例弁を上記圧力発生回路と並列に設けたことを特徴とする油圧作業機の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、油圧ショベル等の油圧

作業機に備えられる油圧駆動装置に係り、特に、アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁としてセンタバイパス通路を有するものが用いられ、この方向切換弁のセンタバイパス通路の下流に、可変容量油圧ポンプの目標流量を制御するレギュレータに制御圧力信号を与える圧力発生装置を備えた油圧駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 図7に、従来より知られているこの種の油圧駆動装置の一例を示す。本例の油圧駆動装置は、例えば油圧ショベル等の油圧作業機に備えられるものであって、可変容量油圧ポンプ2と、この可変容量油圧ポンプ2から吐出される圧油によって駆動されるブームシリンダ等のアクチュエータ3と、センタバイパス通路1aを有し、上記可変容量油圧ポンプ2から上記アクチュエータ3に供給される圧油の流れを制御する方向切換弁1と、この方向切換弁1のセンタバイパス通路1aの下流に設けられた絞り弁あるいはリリーフ弁等の圧力発生装置4と、上記可変容量油圧ポンプ2の目標流量を制御するレギュレータ6と、上記圧力発生装置4で発生した圧力値に応じた信号、すなわち制御圧力信号を上記レギュレータ6に導く信号ライン5とを備えている。

【0003】 本例の油圧駆動装置においては、方向切換弁1が中立位置に保たれているときには、センタバイパス通路1aの開口面積が最も大きくなるために、圧力発生装置4によって発生する圧力が最も大きくなり、したがって信号ライン5によってレギュレータ6に導かれる制御圧力信号の値も図8の P_{c1} 以上になる。また、方向切換弁1が操作されてセンタバイパス通路1aが閉じられ始めると、圧力発生装置4によって発生する圧力が方向切換弁1の操作量（スプールストローク）に応じて小さくなり、制御圧力信号の値が図7に示す P_{c1} よりも小さな値になる。さらに、方向切換弁1が最大のストロークまで切り換えられると、センタバイパス通路1aが完全に閉じられるか、あるいはこのセンタバイパス通路1aが最小開口面積になるので、圧力発生装置4によって発生する圧力が最も小さくなり、制御圧力信号の値も図7に示す P_{c2} 以下になる。

【0004】 レギュレータ6は、上記制御圧力信号の値に応じて、上記可変容量油圧ポンプ2の容量を図7に示すように制御する。すなわち、方向切換弁1が中立位置に保たれ、信号ライン5によって導かれる制御圧力信号の値が P_{c1} 以上になっているときには、可変容量油圧ポンプ2の容量が所定の小容量10aとなるように可変容量油圧ポンプ2を制御する。また、方向切換弁1が操作されて制御圧力信号の値が P_{c1} よりも小さな値となったときには、可変容量油圧ポンプ2の容量が所定の小容量10aよりも次第に大きくなり、容量10bとなるように可変容量油圧ポンプ2を制御する。さらに、方向切換弁1が最大のストロークまで切り換えられ、制御圧

3

力信号の値が P_{c2} 以下になったときには、可変容量油圧ポンプ2の容量が所定の大容量 $10c$ となるように可変容量油圧ポンプ2を制御する。

【0005】以下、上記方向切換弁1がブーム用方向切換弁であり、上記アクチュエータ3がブームシリンダである場合を例にとって、上記従来例に係る油圧駆動装置の特性を説明する。

【0006】ブームシリンダを伸長させることを意図して、ブーム用方向切換弁1を図7の右位置に徐々にストロークさせてゆくと、そのスプールストロークとブーム用方向切換弁1のセンタバイパス通路1aの開口面積との関係、及びスプールストロークとブームシリンダ3のボトム側室に連なるブーム用方向切換弁1のメータイン通路1b1の開口面積との関係は、図9(a)に示す特性となる。すなわち、センタバイパス通路1aの開口面積は、特性線20aで示すようにスプールストロークの増加に応じて徐々に小さくなり、反対に、メータイン通路1b1の開口面積は、特性線20bで示すようにスプールストロークの増加に応じて徐々に大きくなる。

【0007】ブーム用方向切換弁1のストローク開始時点、すなわちセンタバイパス通路1aの閉じはじめにおいては、上述したように可変容量油圧ポンプ2の容量は所定の小容量 $10a$ (図7参照)に保たれており、当該容量 $10a$ に相当する小さな流量であるスタンバイ流量が可変容量油圧ポンプ2から吐出される。

【0008】センタバイパス通路1aが絞られるにしたがって、図9(b)に示すように、可変容量油圧ポンプ2から吐出される圧油の圧力、すなわちポンプ圧力が上昇する。ブームシリンダ3の負荷圧を仮に PL とすると、ポンプ圧力が圧力 PL 以上に上昇したとき、ブームシリンダ3は動きはじめる。ブームシリンダ3が動きはじめ、可変容量油圧ポンプ2の流量がメータイン通路1b1を通してブームシリンダ3に供給されはじめると、センタバイパス通路1aの通過流量が減少し、圧力発生装置4において発生する圧力が低下する。これに伴って信号ライン5を介してレギュレータ6に与えられる制御圧力信号の値も低下し、レギュレータ6は可変容量油圧ポンプ2の容量を大きくするように駆動する。これにより、可変容量油圧ポンプ2の流量が徐々に増加し、所定の流量特性、すなわちメータリング特性が得られる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】ブームシリンダ3の負荷圧力が、比較的小さい圧力 $P2$ であるときには、可変容量油圧ポンプ2から吐出される圧油の流量、すなわちポンプ流量が図9(c)に特性線20dで示すようにブーム用方向切換弁1のスプールストロークの増加に応じて比較的緩やかに増加するため、ブームシリンダ3のボトム側室に供給される流量も、図9(d)に特性線20fで示すように、上述の特性線20dに近似してスプールストロークに対して比較的緩やかに増加する。したが

4

って、この場合には、良好なメータリング特性が得られる。

【0010】しかし、ブームシリンダ3の負荷圧力が大きな圧力 $P1$ であるときには、可変容量油圧ポンプ2がスタンバイ流量時にポンプ圧力が $P1$ 以上に上昇するようにセンタバイパス通路1aを絞らなくてはブームシリンダ3は動きはじめない。ポンプ圧力が $P1$ 以下では、センタバイパス流量も減少しないので、ポンプ流量も増加しない。ポンプ圧が $P1$ を超えるまでセンタバイパス通路1aが絞られると、センタバイパス流量が減少し、図9(c)の特性線20eで示すようにポンプ流量が急激に上昇する。これに伴って、ブームシリンダ3に供給される流量は、図9(d)の特性線20gで示すように、上述の特性線20eに近似してブーム用方向切換弁1のスプールストロークに対して急激に増加する関係になり、メータリング特性が大幅に悪化する。

【0011】かかる現象は、油圧ショベルでいえば、特にブームやアームの操作の際に顕著に表れる。例えば、バケットの中に荷をいれず負荷が軽いときには、ブームやアームを良好に操作できるが、重い荷を吊る作業が実施される場合には、ブーム用方向切換弁あるいはアーム用方向切換弁を操作するレバーを少し動かした程度ではブームあるいはアームは動かず、レバーがストロークエンド付近に至ってはじめて動きはじめる。そして、この状態からさらにレバーを少しストロークしただけでブームあるいはアームがいきなり高速で動作する。このため、オペレータは慎重に作業を行わなくてはならず、作業効率が悪化したり、オペレータに多大な精神的、肉体的な負担を与えるといった不都合を生じる。

【0012】本発明は、かかる従来技術の不都合を解決するためになされたものであって、その目的は、軽負荷時のみならず、重負荷時においても良好なメータリング特性を確保することができる油圧作業機の油圧駆動装置を提供することにある。

【0013】

【課題を解決するための装置】本発明は、上記の目的を達成するため、可変容量油圧ポンプと、この可変容量油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータと、センタバイパス通路を有し、上記可変容量油圧ポンプから上記アクチュエータに供給される圧油の流れを制御する方向切換弁と、この方向切換弁の上記センタバイパス通路の下流に設けられた圧力発生装置と、該圧力発生装置で発生した制御圧力信号に応じて上記可変容量油圧ポンプの目標流量を制御するレギュレータとを備えた油圧作業機の油圧駆動装置において、上記アクチュエータに作用する負荷圧力を検出する負荷圧力検出手段と、該負荷圧力検出装置の検出値が高いときには上記可変容量油圧ポンプの目標流量を増加するように上記圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正し、上記負荷圧力検出装置の検出値が低いときには上記可変容量油

5

圧ポンプの目標流量を減少するように上記圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正する制御圧力信号の補正手段とを設ける構成にした。

【0014】

【作用】アクチュエータに作用する負荷圧力を検出し、負荷圧力値が高いときには可変容量油圧ポンプの目標流量を増加するように圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正すると、それに応じてポンプ圧力及びポンプ流量が上昇する。このため、方向切換弁のスプールストロークが比較的小さな段階でポンプ圧力を負荷圧力に達することができ、以後、方向切換弁のスプールストロークを増すにしたがって徐々にポンプ圧力及びポンプ流量を増加することができるので、良好なメータリング特性が得られる。一方、負荷圧力値が低いときには可変容量油圧ポンプの目標流量を減少するように圧力発生装置で発生する制御圧力信号を補正すると、それに応じてポンプ圧力及びポンプ流量が低下するので、アクチュエータへの過大な圧油の供給が防止され、方向切換弁のスプールストロークを増すにしたがって徐々にポンプ圧力及びポンプ流量を増加することができるので、やはり良好なメータリング特性が得られる。

【0015】

【実施例】

〈第1実施例〉図1に、第1実施例に係る油圧駆動装置の回路図を示す。本例の油圧駆動装置は、方向切換弁として、センタバイパス通路30aと、メータイン通路30b1及び30b2と、負荷圧力信号ライン33に連通する通路30c1、30c2、30c3とを有する方向切換弁30を用いると共に、圧力発生装置4の設定管路と並列にバイパス管路32を設け、該バイパス管路32に上記負荷圧力信号ライン33によって導かれる負荷圧力信号とばね31aの押圧力との差圧によって開口面積が調整される可変絞り弁31を設けたことを特徴とする。

【0016】可変絞り弁31は、通常ばね31aの押圧力によりバイパス管路32を閉鎖しており、負荷圧力信号ライン33に導かれる負荷圧力に応じて、図2(b)に示すように絞りの開口面積を変化させる。上記負荷圧力信号ライン33は、方向切換弁30が中立のときは圧油タンク34と連通し、方向切換弁30のスプールストロークに応じて、図2(a)に示すように負荷圧力が導かれる。その他の部分については図6に示した従来の油圧駆動装置と同じであるので、対応する部分に同一の符号を表示して説明を省略する。

【0017】以下、上記方向切換弁30がブーム用方向切換弁であり、上記アクチュエータ3がブームシリンダである場合を例にとって、上記第1実施例に係る油圧駆動装置の特性を説明する。

【0018】例えば、ブームシリンダ3を伸長させることを意図して、ブーム用方向切換弁30を図1の右位置

6

に徐々にストロークさせてゆくと、図2(d)に示すようにセンタバイパス通路30aの開口面積は、ブーム用方向切換弁30のスプールストロークの増加に応じて徐々に小さくなり、センタバイパス流量もセンタバイパス通路30aの開口面積の減少に伴って減少する。

【0019】軽負荷時、例えばブームシリンダ3に作用する負荷圧力が図2(b)の圧力P2のとき、可変絞り弁31は閉鎖状態を保つ。したがってこの場合には、圧力発生装置4によって発生する制御圧力信号とセンタバイパス流量との関係が、従来技術に係る油圧駆動装置と同じになる。図2(c)の特性線40aに、このときの制御圧力信号とセンタバイパス流量との関係を示す。そして、この場合には、ポンプ圧力が図2(e)のP2に達したときに、ブームシリンダ3に圧油が供給されはじめ、その流量は、図2(f)の特性線40eのように、ブーム用方向切換弁30のスプールストロークの増加に応じて比較的緩やかに増加する。したがって、軽負荷時には、従来技術に係る油圧駆動装置と同様に、良好なメータリング特性が得られる。

【0020】バケットに大重量の荷を吊り下げて作業を行う等の重負荷時、例えばブームシリンダ3に作用する負荷圧力が図2(e)のP1となる状況において、ブームシリンダ3を伸長させることを意図してブーム用方向切換弁30を図1の右位置に徐々にストロークさせてゆく場合にも、図2(d)に示すように、そのスプールストロークの増加に応じてブーム用方向切換弁30のセンタバイパス通路30aの開口面積が徐々に小さくなり、それに伴ってセンタバイパス流量も徐々に減少する。かかる重負荷時には、図2(b)に示すように可変絞り弁31が開口し、センタバイパス流量の一部がバイパス管路32を通過して圧油タンク34に逃げるため、絞り弁4によって発生する制御圧力信号が、図2(c)の特性線40bに示すように、軽負荷時に比べて減少する。このため、油圧ポンプ2の容量が増加し(図7参照)、軽負荷時に比べて油圧ポンプ2から吐出される圧油が増加する。その結果、ポンプ圧力が図2(e)の特性線40dで示すように変化し、ブーム用方向切換弁30のスプールストロークが比較的小さな段階で、ポンプ圧力がP1に達するようになる。したがって、ポンプ圧力がP1に達した後、ブームシリンダ3への圧油の供給が開始されるが、その流量は図2(f)の特性線40fで示すようにブーム用方向切換弁30のスプールストロークの増加に応じて比較的緩やかに増加することになり、軽負荷時と同様に良好なメータリング特性が得られる。

【0021】かように、上記第1実施例の油圧駆動装置によれば、軽負荷時のみならず、重負荷時においても良好なメータリング特性が得られるので、作業性が改善され、またオペレータに与える精神的、肉体的負担も軽減できる。

【0022】〈第2実施例〉次に、本発明の第2実施例を図3及び図4に基づいて説明する。図3は本例装置の回路図であり、図4は本例装置に適用されるレギュレータの特性図である。図3において、符号41は圧力発生装置、符号42は補正手段としての油圧シリンダを示し、その他前出の図1と同一の部分には、それと同一の符号が表示されている。これらの図から明らかなように、本例の油圧駆動装置は、方向切換弁1のセンタバイパス通路1aの下流に、上記第1実施例における圧力発生装置4と可変絞り弁31とを兼ねた圧力発生装置41

10 を設けると共に、レギュレータとして、図4の特性をもつものを用いたことを特徴とする。
【0023】圧力発生装置41は、流量検出ノッチ41c及び可変絞り部41bの開口面積を変更するスプール41a及び該スプール41aを常時下方に付勢するばね41dを有する絞り弁41Aと、この絞り弁41Aに圧油を供給する油圧源41Bと、これら絞り弁41Aと油圧源41Bとの間に設けられた他の絞り弁41Eとからなる。上記絞り弁41Aの流量検出ノッチ41c側にはセンタバイパス通路30aが接続され、上記スプール41aの他端にはばね41dを介して油圧シリンダ42のピストン42cが連設される。また、油圧シリンダ42のロッド側油室42dは圧油タンク34に接続され、このロッド側油室42d内には、ばね42dが設けられる。一方、油圧シリンダ42のボトム側油室42aには、負荷圧力信号ライン33によって負荷圧力信号が導かれるため、この負荷圧力による押圧力とばね42dによる押圧力との差によって、ロッド42cが動作する。このような構成により、上記スプール41aは、センタバイパス通路30aの圧力に応じた押圧力と上記負荷圧力信号の大きさに応じたばね力との差によって摺動される。

【0024】レギュレータ6は、上述したように、図4に示す特性を有する。すなわち、制御圧力信号の値が予め定められた P_{c2} 以下の場合には所定の小容量50cとなり、 P_{c1} 以上の場合には所定の大容量50aとなり、 P_{c2} 以上 P_{c1} 以下の範囲では制御圧力信号の値に比例して容量10bが低下するように、可変容量油圧ポンプ2の容量を制御する。

【0025】このように構成された本例の油圧駆動装置にあっては、方向切換弁30が中立位置に保たれているときには、センタバイパス通路30aの開口面積が最も大きくなり、負荷圧力はタンク圧になる。このため、ばね4dのばね力に比べてスプール41aの下端に加えられる圧力が格段に優勢になり、スプール41aが上方に大きく摺動されて可変絞り部41bの開口面積が大きくなり、油圧源41Bから可変絞り部41bを介して圧油タンク34に流れる圧油の流量が増加する。よって、可変絞り部41b内の圧力が低下し、信号ライン5によってレギュレータ6に導かれる制御圧力信号値が最も低く

なるために、可変容量油圧ポンプ2の容量が、図4に示す所定の小容量50cとなるように制御される。

【0026】また、方向切換弁1が操作されてセンタバイパス通路30aが閉じられはじめると、センタバイパス通路30aの開口面積が徐々に小さくなってセンタバイパス流量が小さくなる。その一方、方向切換弁30のスプールストロークが増加するにしたがって負荷圧力信号ライン33によって油圧シリンダ42のボトム側油室42aに導かれる負荷圧力が大きくなるために、スプール41aの上端に加えられるばね力が大きくなり、可変絞り部41bの開口面積が徐々に小さくなる。したがって、油圧源41Bから可変絞り部41bを介して圧油タンク34に流れる圧油の流量が低下し、可変絞り部41b内の圧力が増加するために、信号ライン5を介してレギュレータ6に導かれる制御圧力信号の値が高くなり、可変容量油圧ポンプ2の容量が大きくなる。すなわち、制御圧力信号の値が図4に示す P_{c1} よりも大きな値となったとき、可変容量油圧ポンプ2の容量が所定の小容量50cよりも次第に大きくなり、図4に示す容量50bとなるように可変容量油圧ポンプ2が制御される。

【0027】さらに、方向切換弁30が最大のストロークまで切り換えられると、センタバイパス通路30aが完全に閉じられるか、あるいはこのセンタバイパス通路30aが最小開口面積になり、その一方で、油圧シリンダ42のボトム側油室42aに導かれる負荷圧力が最大となって、スプール41aの上端に加えられるばね力が最大になる。このため、可変絞り部41bの開口面積が最小になり、可変絞り部41b内の圧力が最大になる。このため、圧力発生装置41によって発生する圧力が最も大きくなり、制御圧力信号の値も図4に示す P_{c1} 以上になる。そして、このときには、可変容量油圧ポンプ2の容量が、図4に示す所定の大容量50aとなるように可変容量油圧ポンプ2が制御される。

【0028】かように、本例の油圧駆動装置も、方向切換弁30のスプールストロークを増加するにしたがって可変容量油圧ポンプ2の容量、ひいてはポンプ圧力及びポンプ流量が増加するように制御圧力信号が補正されるので、方向切換弁30の操作量が比較的小さい軽負荷時のみならず、方向切換弁30の操作量が比較的大きい重負荷時にも、良好なメータリング特性が得られる。

【0029】〈第3実施例〉本発明の第3実施例を図5に基づいて説明する。図5において、符号61は圧力発生装置4の設定管路と並列に設けられたバイパス管路、符号62は該バイパス管路61に設定された電磁比例弁、符号63は負荷圧力検出手段として設けられた圧力センサ、符号64は圧力センサ63から得られた信号を電磁比例弁62の駆動信号に変換するコントローラを示し、その他前出の図1と同一の部分には、それと同一の符号が表示されている。この図から明らかなように、本例の油圧駆動装置は、方向切換弁30のセンタバイパス

通路30aの下流に、圧力発生装置4の設定管路と並列にバイパス管路61を設けて、該バイパス管路61に電磁比例弁62を設け、この電磁比例弁62の開口面積を圧力センサ63からの負荷圧力で調整するようにしたことを特徴とする。電磁比例弁62は、通常バイパス管路61を閉鎖しており、負荷圧力信号ライン63に導かれる負荷圧力に応じて、図2(b)に示すように絞りの開口面積を変化させる。

【0030】本例の油圧駆動装置は、第1実施例に係る油圧駆動装置の可変絞り弁31に代えて電磁比例弁62を用い、また、切換弁30を介して連通される負荷圧力信号ラインに代えて圧力センサ63からの信号を付与したものであり、第1実施例に係る油圧駆動装置と同様の原理に基づいて、負荷圧力に応じたポンプ圧力及びポンプ流量の補正がなされる。よって、本例の油圧駆動装置も、第1実施例に係る油圧駆動装置と同様の効果を奏する。

【0031】〈第4実施例〉本発明の第4実施例を図6に基づいて説明する。この図6は油圧駆動装置の回路構成を示し、符号65はアクチュエータ3のボトム側油室3bの圧力PHを検出する圧力センサ、符号66はアクチュエータ3のロッド側油室3aの圧力PRを検出する圧力センサ、符号67、68は方向切換弁30を駆動するためのパイロット圧力P1、P2を検出する圧力センサを示し、これらの圧力センサによって負荷圧力検出手段が構成される。また、符号69は各圧力センサ65、66、67、68からの信号に応じて電磁比例弁62の駆動信号を出力するコントローラを示す。なお、その他前出の図5と同一の部分には、それと同一の符号が表示されている。

【0032】この第4の実施例は上記のように構成されており、コントローラ69は各パイロット圧P1、P2の大小関係に基づき、方向切換弁30のスプールの移動方向を判別する。例えば、パイロット圧P1がパイロット圧P2よりも大きい場合には、方向切換弁30のスプールは図6の左方向に動作し、弁位置を30b側に切換え、可変容量油圧ポンプ2からの圧油がアクチュエータ3のボトム側油室3bに供給されると判断する。そして、圧力センサ65からのボトム側室圧力信号PHを読み取り、この値をアクチュエータ3の負荷圧力とし、この負荷圧力PHに応じた駆動信号を電磁比例弁62に出力する。逆に、パイロット圧P2がパイロット圧P1よりも大きい場合には、圧力センサ66からの圧力信号P

Rを負荷圧力として読み取り、この負荷圧力PRに応じた駆動信号を電磁比例弁62に出力する。電磁比例弁62及びレギュレータ6は、前述した第2、第3の実施例と同様の動作を行う。

【0033】したがって、この第4の実施例によっても、第1実施例に係る油圧駆動装置と同様の効果を奏する。

【0034】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によると、軽負荷時のみならず、重負荷時におけるメータリング特性を良好なものにすることができ、したがって、従来に比べて重負荷時における作業能率を向上させることができると共に、オペレータの疲労感を軽減できる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例に係る油圧駆動装置の回路図である。

【図2】第1実施例に係る油圧駆動装置の特性図である。

【図3】第2実施例に係る油圧駆動装置の回路図である。

【図4】第2実施例に係る油圧駆動装置に備えられるレギュレータの特性図である。

【図5】第3実施例に係る油圧駆動装置の回路図である。

【図6】第4実施例に係る油圧駆動装置の回路図である。

【図7】従来例に係る油圧駆動装置の回路図である。

【図8】従来例に係る油圧駆動装置に備えられるレギュレータの特性図である。

【図9】従来例に係る油圧駆動装置の特性図である。

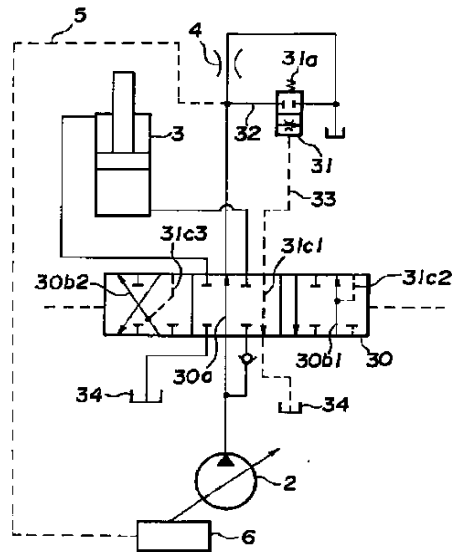
【符号の説明】

- 1, 30 方向切換弁
- 1a, 30a センタバイパス通路
- 2 可変容量油圧ポンプ
- 3 アクチュエータ
- 4 圧力発生装置(絞り弁)
- 5 信号ライン
- 6 レギュレータ
- 31 可変絞り弁
- 32 バイパス管路
- 33 負荷圧力信号ライン
- 41 圧力発生装置

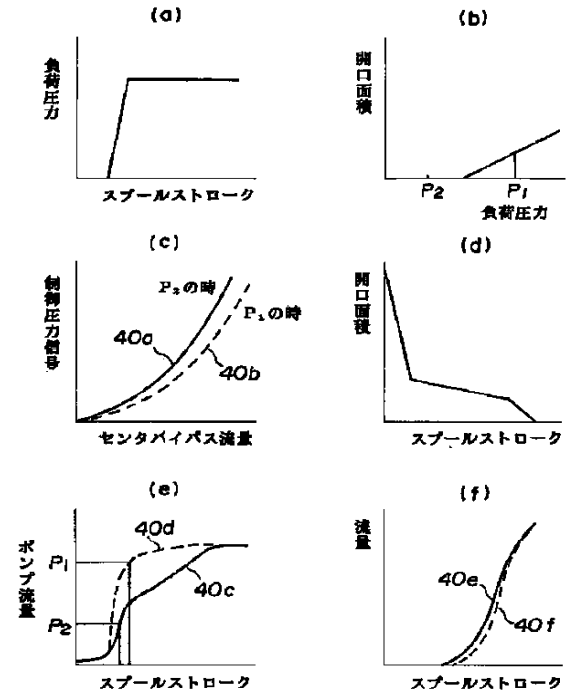
【図1】

【図2】

【図1】



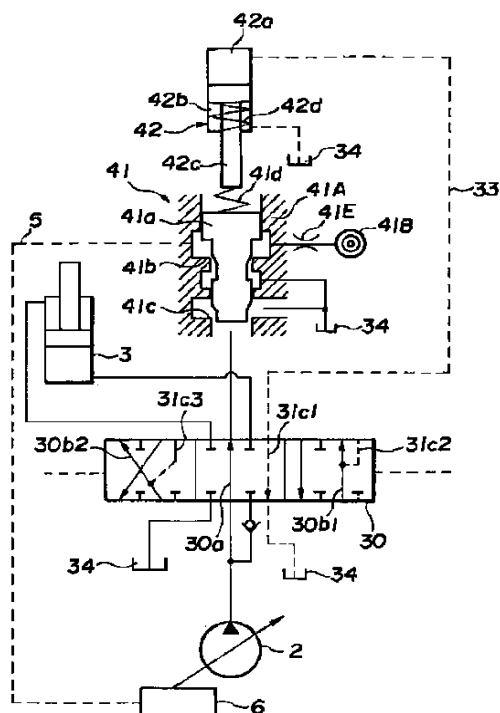
【図2】



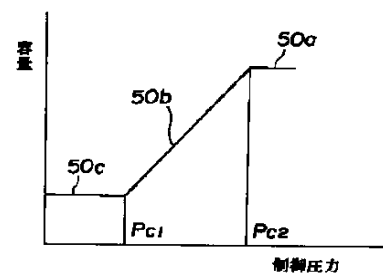
【図3】

【図4】

【図3】

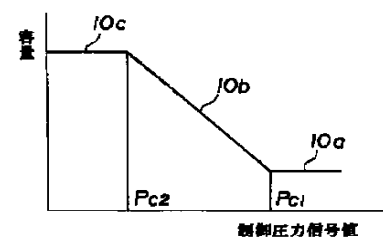


【図4】



【図8】

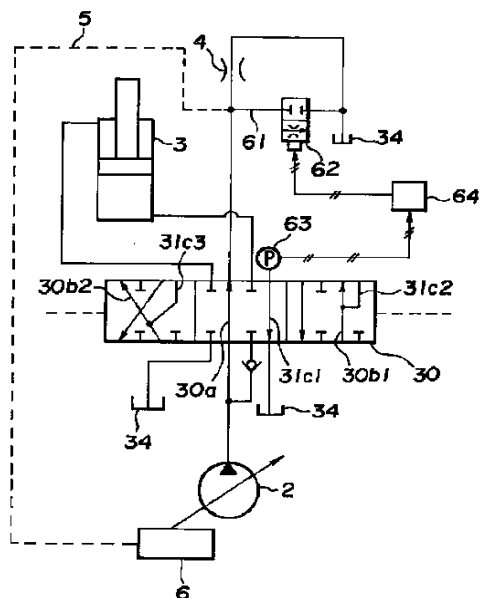
【図8】



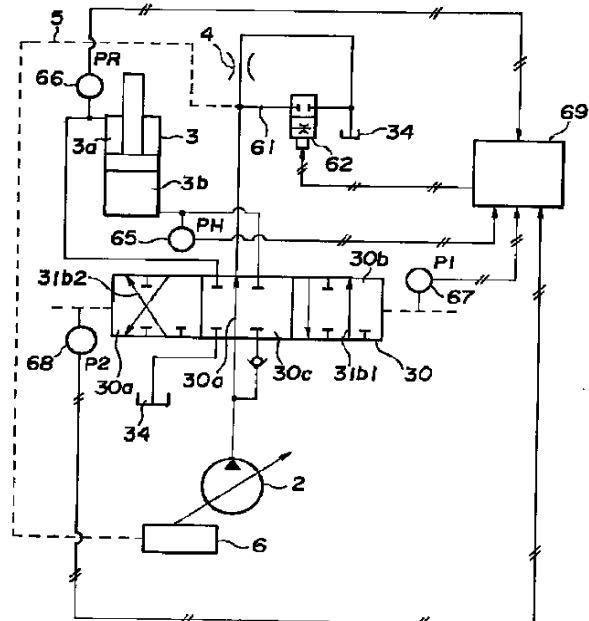
【図5】

【图6】

【圖 5】



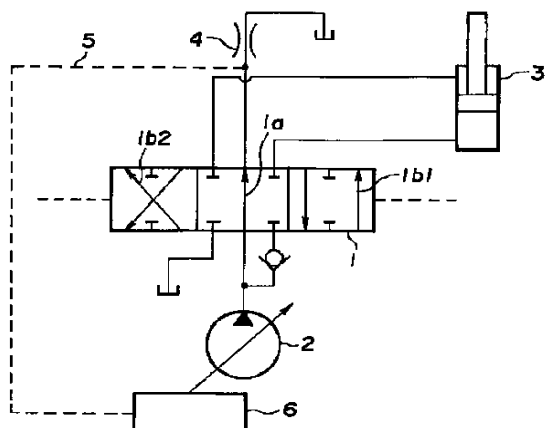
【图 6】



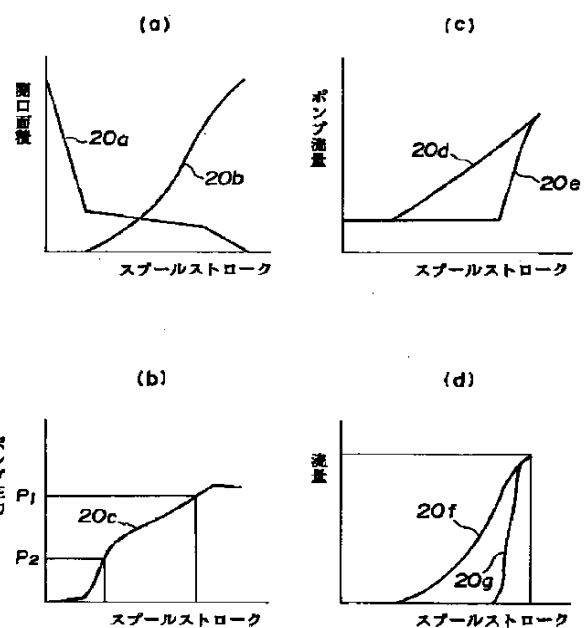
【図7】

【图9】

【图7】



【图9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁶

F 1 5 B 11/04

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

PAT-NO: JP407042703A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 07042703 A
TITLE: HYDRAULIC DRIVE FOR
HYDRAULIC WORK MACHINE
PUBN-DATE: February 10, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOYOOKA, TSUKASA	
ISHIKAWA, HIROJI	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
HITACHI CONSTR MACH CO LTD	N/A

APPL-NO: JP05188188

APPL-DATE: July 29, 1993

INT-CL (IPC): F15B011/00 , F04B049/00 , F04B049/08 , F15B011/04

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a hydraulic drive for hydraulic work machine which can secure superior metering characteristics even in the case of heavy loading as well as light loading.

CONSTITUTION: A hydraulic pump 2 and an actuator 3 are connected to each other via metering passes 30b1 and 30b2 provided on a direction switch valve 30. A throttle valve 4 is provided at the lower reaches of a center bypass 30a provided on the direction switch valve 30. Bypass piping

32 is provided parallel to a set piping of the throttle valve and a variable throttle valve 31 is provided in the piping. Loading pressure from a loading pressure signal line 33 is introduced to the variable throttle valve. In the case of light loading, spring force of a spring 31a becomes predominant over the loading pressure so as to close the bypass piping and a control pressure signal 5 for lowering pumping force and pump flow rate is transmitted to a regulator 6. In the case of heavy loading, the loading pressure is predominant over the spring force so as to open the bypass piping and a control pressure signal for raising pumping pressure and pump flow rate is transmitted to the regulator 6.

COPYRIGHT: (C)1995,JPO